


[Description of DE1406784](#)
[Print](#)
[Copy](#)
[Contact Us](#)
[Close](#)

Result Page

Notice: This translation is produced by an automated process; it is intended only to make the technical content of the original document sufficiently clear in the target language. This service is not a replacement for professional translation services. The esp@cenet® Terms and Conditions of use are also applicable to the use of the translation tool and the results derived therefrom.

"Stacker trucks with hydraulic lifting gear" The vehicles known as stacker trucks or forklifts are multiple with hydraulic lifting devices in the form of Cylinder piston drives equipped, with those for the entire Lastbereich to VerfüL ung standing beauf schlagte surface the corresponding partial loads abge does not gradate will can. The speed of lift can become therefore the only corresponding pump delivery independent by the pressure controlled. Hence it follows that the empty fork cannot be lifted quicker, as the loaded. The invention is the basis the object, one Stroke TAP to create more ler, be able to become by means of its small loads quick elevated and lowered than large. This a shortening of the production time with small La did not meant only sten, but also a by far better machine from use of the hydraulic pump and the drive motor. The designated object can on many way ge solves to become. The offering approaches have however the disadvantage that them either the safety in consider lich high measures of the attention of the operator dependent make, with whose failure the hydraulic at situation with the sequence of a line break overloaded become can, or that the hydraulic pump not only with lifting, but also when lowering continuous on the working cylinder switched to be must, so that it not adjusted lpt, when lowering by means of the pump other devices, about a gripper or a turning work by means of that To operate pump. These deficiencies do not adhere designed to the according to invention stroke work. Its essential feature exists in one Cylinder piston drive wth double applied pistons, whose piston surface effective in stroke direction is larger as its against the stroke direction acting surface, in Verbin= Young with a switch, which interconnects in a first position those to the smaller piston surface associated cylinder chamber with the container of the hydraulic plant and in a second position both cylinder chambers. Thus it is possible, with the same in the one or however in both cylinder chambers either with low speed a large load or with high speed einefgeringe To lift load or too lower, whereby it is not necessary to

- ▲ top work at lowering with the pump. The other is appropriate for the invention to task-at the basis to steer in this way a deslgned lifting gear automatic in such a way that the change-over of normal course up Rapid traverse takes place whenever or the load which can be lowered which can be lifted accepts an amount, which can be mastered also in rapid traverse without undue pressure increase, and resetting happens always if the load becomes so large that it with lifting or lowering in rapid traverse would have an undue high pressure to the sequence. To the solution of this other object the invention essentially sets the switch bottom Einwir kung the pressures in the two cylinder chambers and the too sätzlichen action of one for constant force, In the way the fact that the switch from whom it stem into the second position swtched becomes, if a force, which the pressure in that the larger piston surface course arranged cylinder chamber proportional is, than those essentially constant force becomes more.fleiner plus a force, those the pressure in that the smaller piston surface associated cylinder chamber proportional is, and reverse. It will become on the basis the drawn embodiment shown that it is possible in this way to create absolute safety ge towards overload without it to pay attention samkeit the operator at all still arrives, and that in addition stability of the control operation is ensured that thus to appearances it oscillates to the similar known regulator with safety excluded to become to be able. In the prefered embodiment of the invention the cylinder chambers with the container are Interconnecting in that Return line Cheque valve disposed, whose opening pressure is larger as that Pressure of the liquid column resting over it. This valve prevented that from the chambers d'es work cylinder in work breaks liquid flows off and to did not drive temporary not proper works, because the voids resulted from the drain only again with liquid filled to become to have. The drawing an illustrated embodiment in the pure schematic representation of an hydraulic circuit, those shown is In Fig. <U> 1< /U> in zero position, Fig. <U> 2< /U> in Hubstellung in the normal course, Fig. <U> 3< /U> in lowering position in the normal course, Fig. <U> 4< /U> in Hubstellung in rapid traverse and Fig. <U> 5< /U> in lowering position in rapid traverse. From the lifting gear of the forklift the hydraulic drive schematically illustrated is single in the drawing lich. It consists 1 /B of<> a cylinder< B> with double acting piston 2, its piston rod 3 with the not drawn elevating truck platform the forklift connected is. The piston 2 divides the cylinder into two chambers 4 and 5. Those the chamber 4 zugeord nete piston surface F1 is around that Cross section of the piston rod 3 large F2 flat as those the chamber 5 associated effective pistons. This is substantial for the function. The associated hydraulic plant consists those of the conventional, pump 6, . Ö1 from a container 7 sucks in. The Drucklei tung 8 of the pump 6 is more ter 9 connected at the also conventional Umschal, of Operator operated becomes. The switch, when releasing the automatic by springs into the zero position after Fig. 1 returns, connects in this position the pressure line 8 with a newspaper 10, which is more immediate to a return line coming from the cylinder 1 11 connected, which over in Rücksehlagventil 12 into the container 7 leads back. A line 13 outgoing from the switch 9, which places a continuation of the pressure line 8, is in zero position completed. From the pressure line 8 leads an other line 14 across an overpressure valve 15 into a newspaper 16 also to the container 7.

The valve 15 is so adjusted that it opens automatic, if the pressure in line 8 has the permissible maximum value achieved. Becomes the switch in accordance with 9 Fig. , then he connects 2 and 4 on lifting placed bottom conclusion of the line 10 the Lei tung 8 with the newspaper 13, ISO that the pump 6 Ö1 into the chamber 4 presses. Becomes the reverse switch in accordance with 9 Fig. , then he connects the lines 8, 10 and 13 for 3 and 5 on lowering placed, so that the pump 6 as in

the zero position without pressure into the container 7 returns, while same timely Ö1 can flow off by the newspaper 13 over the newspapers 10 and 11 from the chamber 4 into the container 7. An automatic switch 17 will still describe L controlled in the way in accordance with condition of the magnitude of the load applied when lifting or lowering on the piston rod 3. It is either in that Normal course position after Fig. 2 and 3 or in that Rapid traverse position after Fig. 4 and 5. In normal ones course position connects the switch 17 the cylinder chamber 5 by a newspaper 18 with a line 19, which is to the Lei tung 11 connected, and locks a simultaneous line 20 coming from the chamber 4. In Rapid traverse position the switch 17 connects the lines 18 and 20 and the simultaneous line 19 locks. The mobile element symbolic represented scarf ters 17 stands bottom for that Action of the pressures in the Zylin that chambers 4 and 5 and the force of a spring 21. For this purpose two control cylinders are 22 and 23 25 provided with operating pistons 24 and, of which the control cylinder is 22 20 and thus to the chamber 4 connected connected by a line 26 with the line, while the corresponding cylinder is 23 5 connected by a line 27 with the line 18 and to the chamber in this way. Those work same surface f1 of the piston 24 is large as the effective area f2 of the piston 25. The spring 21 is in the cylinder 23 stored. Its force added itself to the force, which is the same pressure in this cylinder multiplied with the surface f2. First is presumed that itself the switch 17 in that Normal course position A after Fig. 2 and 3 finds. Out still to explanatory reasons this is always the case, if the load L exceeds a certain value. The scarf is more ter 9 then up He1) EN placed, then out finally promotes the pump 6 to the chamber 4, while in the chamber 5 located Ö1 over the lines 18, 19 and 11 pressureless into the container 7 flows off. If the switch becomes 9 placed on lowering, then the bottom action of the load the Ö1 becomes from the chamber 4 7 pushed over the newspapers 13, 10 and 11 into the container, while at the same time the chamber takes up 5 with coming down piston Ö1. Further is presumed that itself the switch 17 in that Rapid traverse position B finds. If the switch becomes 9 then placed ben on He, then those promotes Pump 6 again oil into the chamber 4. Simultaneous one becomes however 4 pushed by the piston 3 Ö1 from the chamber 5 over the newspapers 18 and 20 likewise into the chamber. This means that the piston 2, glei che pump speed provided, with substantial larger speed moved becomes and in addition a smaller load L corresponds to same pressure than in first cases. If the switch becomes 9 placed on lowering, then presses the Kol ben 2 Ö1 from the chamber 4 on the one hand by the line 13, 10 and 11 into the container 7 and promote on the other hand Ö1 by the lines 20 and 18 practical without resistance into the chamber 5. Same pressure as when lowering in the normal one falls provided, means this that the piston 2 with it höhter speed drops. The so far described drive supplies thus the possible ones keit to the adaptation with stroke and of the rate of drop to the magnitude of the load and met thereby those initially discusses width unit requirement. Already without more exact analytic consideration it will shine that the switch 17 becomes automatic position A, which corresponds to the normal course ten from its rech, into iin the ke position B, which corresponds to rapid traverse switched, if the load L and the pressure in chamber 4 dependent of it falls below a certain value, so that from spring force and force of the piston 25 existing, to the left directed force to the right directed Force of the piston 24 exceeds. Likewise it will be clear that the switch 17 in opposite senses the switched becomes, If the load is larger L as a certain value. That however the load factors, with those those Change-over instead of 1 finds, so placed to become to be able, that that switching system stable and sway-freely works, is on the basis `a simple hydraulic static analysis shown.

Are P1 and p2 in the chambers and 5 dominant pressures, 0 the force of spring 21 and K to the right positive force
 ▲ top counted at the switching valve 17. Frictions and Beschleu nigungskräfte are neglected. Then L always applies = F1P1 - F2P2 and K = f1P1 - f2P2 - 0.

The valve 17 verharrt'in the right position A, if K > 0 and in the left position B, if K e ls 0. Dip around circuit takes place at zero crossover K = 0.

In the valve position A p2 = 0 ls, thus L = F1pl and
 EMI0007.0013

The change-over from A to B happens thus with a load
 EMI0007.0014

In valve position B is P1 = p2, thus L = P1 (F1 - F2) and K = (f1 - f2) P1 - 0 or
 EMI0007.0017

The change-over of B after A happens thus with a load
 EMI0008.0002

With the fact are already shown that one the two Load factors, - with those those Change-over made, free select and thus LAB < L BA< B> (C)< /B> to make can, in order to create guarantee for rule stability. Because (C) leaves itself to bottom consideration of (A) and (B) In the form
 EMI0008.0007

write. One leads instead of the piston surfaces of them holds back nisse
 EMI0008.0008

, so. transforms (D) into the equation
 EMI0008.0009

those easily on n < m leads. This means that given Piston surface holding back sneeze m to Working piston, that the required in each case ratio of the stroke and Corresponds to rates of drop in the normal course and rapid traverse, Stability thereby manufactured will can that one that Porportionality factor, with that the pressure un teren working chamber 4 the valve '1' to switch 7 looked for et which makes smaller as that Proportionalit.tsfaktor, with that the pressure of the upper working chamber 5 of the change-over ent geZenwirken wants, for this unimportant it, as the large force becomes C made. Probably has on the other hand, how from (A) and (B) , C is easily more discernible an importance for it, with which Loading level the change-over takes place.

In work breaks a part of the oil could into the container 7 anfliessen, so that in the cylinder chambers and insbe separates themselves the chamber of 5 voids results in, which would take to the function with disturbs, until it again filled are. In order to prevent this, is the opening pressure of the back of impact valve 't2 so dimensioned that it is above the pressure normally at the most liquid of the column resting on it. Then the whole plant remains continuous ge with oil fills. The force C, becomes to the force of the piston 25 added generated in the drawn embodiment by a spring. It could become just as

well magnetic, electromagnetic, pneumatic or hydraulic generated, whereby it depends only on the fact that it does not change during the change-over for significant. In that above-given analysis is this force simplicity-more half as constant presumed. If it itself during that Change-over somewhat changes, then the calculation becomes more complicated, without it however a principle supplies such other result.

▲ top

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND
DEUTSCHES PATENTAMT



Deutsche Kl.: 81 e - 107
60 a - 11/04

(10)
(11)

Offenlegungsschrift 1406 784

(21)
(22)
(23)

Aktenzeichen: P 14 06 784.6 (C 30603)
Anmeldetag: 2. August 1963
Offenlegungstag: 17. April 1969

Ausstellungsriorität: —

(31)
(32)
(33)
(34)

Unionspriorität
Datum: —
Land: —
Aktenzeichen: —

(54)

Bezeichnung: Hubstapler mit hydraulischem Hubwerk

(61)
(62)
(71)

Zusatz zu: —
Ausscheidung aus: —
Anmelder: Gebr. Credé & Co GmbH, 3500 Kassel

(72)

Vertreter: —
Als Erfinder benannt: Steiger, Willi, 3500 Kassel

Benachrichtigung gemäß Art. 7 § 1 Abs. 2 Nr. 1 d. Ges. v. 4. 9. 1967 (BGBl. I S. 960): 6. 2. 1968

DT 1406 784

DR.-ING. G. EICHENBERG
DIPL.-ING. H. SAUERLAND
DR.-ING. R. KÖNIG
PATENTANWÄLTE

4 DÜSSELDORF, den ..
CECILIENALLEE 76
FERNSPRECHER 432732

1. August 1963

1406784

P 14 06 784.6

Gebrüder Credé & Co. GmbH, Kassel-Niederzwehren, Credéstraße
=====

"Hubstapler mit hydraulischem Hubwerk"

Die als Hubstapler oder Gabelstapler bekannten Fahrzeuge sind vielfach mit hydraulischen Hubvorrichtungen in Form von Zylinder-Kolbenantrieben ausgerüstet, bei denen die für den gesamten Lastbereich zur Verfügung stehende beaufschlagte Fläche nicht entsprechend den Teillasten abgestuft werden kann. Die Hubgeschwindigkeit kann demzufolge nur entsprechend der Pumpenfördermenge unabhängig vom Druck geregelt werden. Daraus folgt, daß die leere Gabel nicht schneller gehoben werden kann, als die belastete.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen Hubstapler zu schaffen, mittels dessen kleine Lasten schneller gehoben und gesenkt werden können als große. Dies bedeutet nicht nur eine Verkürzung der Förderzeit bei kleinen Lasten, sondern auch eine weitaus bessere maschinelle Ausnutzung der hydraulischen Pumpe und des Antriebsmotors.

Die bezeichnete Aufgabe kann auf verschiedene Weise gelöst werden. Die sich bietenden Lösungswege haben jedoch den Nachteil, daß sie entweder die Sicherheit in bedenklich hohem Maße von der Aufmerksamkeit des Bedienungsmannes abhängig machen, bei dessen Versagen die hydraulische Anlage mit der Folge eines Leitungsbruches überlastet werden kann, oder daß die hydraulische Pumpe nicht nur beim Heben, sondern auch beim Senken ständig auf den Arbeitszylinder

geschaltet sein muß, so daß es nicht möglich ist, beim Senken mittels der Pumpe andere Vorrichtungen, etwa einen Greifer oder ein Drehwerk mittels der Pumpe zu betreiben.

Diese Mängel haften dem erfindungsgemäß gestalteten Hubwerk nicht an. Sein wesentliches Merkmal besteht in einem Zylinder-Kolbenantrieb mit doppelt beaufschlagtem Kolben, dessen in Hubrichtung wirksame Kolbenfläche größer ist als seine entgegen der Hubrichtung wirkende Fläche, in Verbindung mit einem Schalter, der in einer ersten Stellung die der kleineren Kolbenfläche zugeordneten Zylinderkammer mit dem Behälter der hydraulischen Anlage und in einer zweiten Stellung beide Zylinderkammern miteinander verbindet. Dadurch ist es möglich, mit dem gleichen in der einen oder aber in beiden Zylinderkammern entweder mit geringer Geschwindigkeit eine große Last oder mit großer Geschwindigkeit eine geringe Last zu heben oder zu senken, wobei es nicht notwendig ist, beim Senken mit der Pumpe zu arbeiten.

Der Erfindung liegt die weitere Aufgabe zugrunde, ein in dieser Weise gestaltetes Hubwerk selbsttätig so zu steuern, daß die Umschaltung von Normalgang auf Eilgang immer dann stattfindet, wenn die zu hebende oder zu senkende Last einen Betrag annimmt, der auch im Eilgang ohne unzulässige Drucksteigerung bewältigt werden kann, und die Rückschaltung stets dann geschieht, wenn die Last so groß wird, daß sie beim Heben oder Senken im Eilgang einen unzulässig hohen Druck zur Folge haben würde. Zur Lösung dieser weiteren Aufgabe setzt die Erfindung den Schalter unter die Einwirkung der Drücke in den beiden Zylinderkammern und der zusätzlichen Einwirkung einer im wesentlichen konstanten Kraft, und zwar in der Weise, daß der Schalter von der ersten in die zweite Stellung umgeschaltet wird, wenn eine Kraft, die dem Druck in der der größeren Kolbenfläche zugeordneten Zylinderkammer proportional ist, kleiner wird als die im wesentlichen konstante Kraft plus einer Kraft, die

dem Druck in der der kleineren Kolbenfläche zugeordneten Zylinderkammer proportional ist, und umgekehrt. Es wird anhand des gezeichneten Ausführungsbeispiels gezeigt werden, daß es auf diese Weise möglich ist, absolute Sicherheit gegen Überlastung zu schaffen, ohne daß es auf die Aufmerksamkeit des Bedienungsmannes überhaupt noch ankommt, und daß außerdem Stabilität des Steuervorgangs gewährleistet ist, daß also Erscheinungen ähnlich dem bekannten Reglerpendeln mit Sicherheit ausgeschlossen werden können.

In der bevorzugten Ausführung der Erfindung ist in der die Zylinderkammern mit dem Behälter verbindenden Rücklaufleitung ein Rückschlagventil angeordnet, dessen Öffnungsdruck größer ist als der Druck der über ihm lastenden Flüssigkeitssäule. Dieses Ventil verhindert, daß aus den Kammern des Arbeitszylinders in Arbeitspausen Flüssigkeit abfließt und der Antrieb vorübergehend nicht einwandfrei arbeitet, weil die durch das Abfließen entstandenen Leerräume erst wieder mit Flüssigkeit gefüllt werden müssen.

Die Zeichnung veranschaulicht ein Ausführungsbeispiel in der rein schematischen Darstellung einer hydraulischen Schaltung, die gezeigt ist in

Fig. 1 in Nullstellung,

Fig. 2 in Hubstellung im Normalgang,

Fig. 3 in Senkstellung im Normalgang,

Fig. 4 in Hubstellung im Eilgang und

Fig. 5 in Senkstellung im Eilgang.

Vom Hubwerk des Gabelstaplers ist in der Zeichnung lediglich der hydraulische Antrieb schematisch dargestellt. Er besteht aus einem Zylinder 1 mit doppeltwirkendem Kolben 2, dessen Kolbenstange 3 mit dem nicht gezeichneten Hubwagen

des Gabelstaplers verbunden ist. Der Kolben 2 teilt den Zylinder in zwei Kammern 4 und 5. Die der Kammer 4 zugeordnete Kolbenfläche F_1 ist um den Querschnitt der Kolbenstange 3 größer als die der Kammer 5 zugeordnete wirksame Kolbenfläche F_2 . Dies ist für die Funktion wesentlich.

Die zugehörige hydraulische Anlage besteht aus der üblichen Pumpe 6, die Öl aus einem Behälter 7 ansaugt. Die Druckleitung 8 der Pumpe 6 ist an den gleichfalls üblichen Umschalter 9 angeschlossen, der vom Bedienungsmann betätigt wird. Der Schalter, der beim Loslassen selbsttätig durch Federn in die Nullstellung nach Fig. 1 zurückkehrt, verbindet in dieser Stellung die Druckleitung 8 mit einer Leitung 10, die unmittelbar an eine vom Zylinder 1 kommende Rückleitung 11 angeschlossen ist, welche über ein Rückschlagventil 12 in den Behälter 7 zurückführt. Eine vom Schalter 9 ausgehende Leitung 13, die eine Fortsetzung der Druckleitung 8 darstellt, ist in Nullstellung abgeschlossen. Von der Druckleitung 8 führt eine weitere Leitung 14 über ein Überdruckventil 15 in eine Leitung 16 gleichfalls zum Behälter 7. Das Ventil 15 ist so eingestellt, daß es sich selbsttätig öffnet, wenn der Druck in der Leitung 8 den zulässigen Höchstwert erreicht hat.

Wird der Schalter 9 gemäß Fig. 2 und 4 auf Heben gelegt, dann verbindet er unter Abschluß der Leitung 10 die Leitung 8 mit der Leitung 13, so daß die Pumpe 6 Öl in die Kammer 4 drückt. Wird umgekehrt der Schalter 9 gemäß Fig. 3 und 5 auf Senken gelegt, dann verbindet er die Leitungen 8, 10 und 13, so daß die Pumpe 6 wie in der Nullstellung ohne Druck in den Behälter 7 zurückfördernt, während gleichzeitig Öl durch die Leitung 13 über die Leitungen 10 und 11 aus der Kammer 4 in den Behälter 7 abfließen kann.

Ein selbsttätiger Schalter 17 wird in noch zu beschreibender Weise nach Maßgabe der Größe der beim Heben oder Senken auf die Kolbenstange 3 einwirkenden Last L gesteuert. Er befindet sich entweder in der Normalgangstellung nach Fig. 2 und 3 oder in der Eilgangstellung nach Fig. 4 und 5. In Normalgangstellung verbindet der Schalter 17 die Zylinderkammer 5 über eine Leitung 18 mit einer Leitung 19, die an die Leitung 11 angeschlossen ist, und schließt gleichzeitig eine von der Kammer 4 kommende Leitung 20 ab. In Eilgangstellung verbindet der Schalter 17 die Leitungen 18 und 20 und schließt gleichzeitig die Leitung 19 ab.

Das bewegliche Element des symbolisch dargestellten Schalters 17 steht unter der Einwirkung der Drücke in den Zylinderkammern 4 und 5 und der Kraft einer Feder 21. Zu diesem Zweck sind zwei Schaltzylinder 22 und 23 mit Schaltkolben 24 und 25 vorgesehen, von denen der Schaltzylinder 22 durch eine Leitung 26 mit der Leitung 20 verbunden und dadurch an die Kammer 4 angeschlossen ist, während entsprechend der Zylinder 23 durch eine Leitung 27 mit der Leitung 18 und auf diese Weise an die Kammer 5 angeschlossen ist. Die wirksame Fläche f_1 des Kolbens 24 ist größer als die wirksame Fläche f_2 des Kolbens 25. Die Feder 21 ist im Zylinder 23 gelagert. Ihre Kraft addiert sich zu der Kraft, die gleich dem Druck in diesem Zylinder multipliziert mit der Fläche f_2 ist.

Zunächst sei angenommen, daß sich der Schalter 17 in der Normalgangstellung A nach Fig. 2 und 3 befindet. Aus noch zu erläuternden Gründen ist dies stets der Fall, wenn die Last L einen bestimmten Wert überschreitet. Ist der Schalter 9 dann auf Heben gelegt, dann fördert die Pumpe 6 ausschließlich in die Kammer 4, während das in der Kammer 5 befindliche Öl über die Leitungen 18, 19 und 11 drucklos

in den Behälter 7 abfließt. Wird der Schalter 9 auf Senken gelegt, dann wird unter der Wirkung der Last das Öl aus der Kammer 4 über die Leitungen 13, 10 und 11 in den Behälter 7 gedrückt, während zugleich die Kammer 5 bei niedergehendem Kolben Öl aufnimmt.

Weiterhin sei angenommen, daß sich der Schalter 17 in der Eilgangstellung B befindet. Wird der Schalter 9 dann auf Heben gelegt, dann fördert die Pumpe 6 wiederum Öl in die Kammer 4. Gleichzeitig wird jedoch durch den Kolben 3 Öl aus der Kammer 5 über die Leitungen 18 und 20 ebenfalls in die Kammer 4 gedrückt. Dies bedeutet, daß der Kolben 2, gleiche Pumpengeschwindigkeit vorausgesetzt, mit wesentlich größerer Geschwindigkeit bewegt wird und außerdem gleichem Druck eine kleinere Last L entspricht als im ersten Falle. Wird der Schalter 9 auf Senken gelegt, dann drückt der Kolben 2 Öl aus der Kammer 4 einerseits durch die Leitung 13, 10 und 11 in den Behälter 7 und fördert andererseits Öl durch die Leitungen 20 und 18 praktisch ohne Widerstand in die Kammer 5. Gleichen Druck wie beim Senken im Normalfalle vorausgesetzt, bedeutet dies, daß der Kolben 2 mit erhöhter Geschwindigkeit absinkt.

Der soweit beschriebene Antrieb liefert also die Möglichkeit der Anpassung der Hub- und Senkgeschwindigkeit an die Größe der Last und erfüllt damit die eingangs diskutierte Forderung.

Schon ohne genauere analytische Betrachtung wird es einleuchten, daß der Schalter 17 selbsttätig aus seiner rechten Stellung A, die dem Normalgang entspricht, in die linke Stellung B, die dem Eilgang entspricht, umgeschaltet wird, wenn die Last L und der von ihr abhängige Druck in der Kammer 4 einen bestimmten Wert unterschreitet, so daß die aus Federkraft und Kraft des Kolbens 25 bestehende, nach links gerichtete Kraft die nach rechts gerichtete

Kraft des Kolbens 24 überschreitet. Ebenso wird einleuchten, daß der Schalter 17 im entgegengesetzten Sinne umgeschaltet wird, wenn die Last L größer ist als ein bestimmter Wert. Daß jedoch die Lastwerte, bei denen die Umschaltung stattfindet, so gelegt werden können, daß das Schaltsystem stabil und pendelfrei arbeitet, sei anhand einer einfachen hydrostatischen Analyse gezeigt.

Es seien p_1 und p_2 die in den Kammern 4 und 5 herrschenden Drücke, C die Kraft der Feder 21 und K die nach rechts positiv gerechnete Kraft am Schaltventil 17. Reibungen und Beschleunigungskräfte seien vernachlässigt. Dann gilt stets

$$L = F_1 p_1 - F_2 p_2$$

und

$$K = f_1 p_1 - f_2 p_2 - C.$$

Das Ventil 17 verharrt in der rechten Stellung A, wenn $K > 0$ und in der linken Stellung B, wenn $K < 0$ ist. Die Umschaltung findet beim Nulldurchgang $K = 0$ statt.

In der Ventilstellung A ist $p_2 = 0$, somit $L = F_1 p_1$ und

$$K = f_1 p_1 - C \text{ oder}$$

$$K = \frac{f_1}{F_1} L - C$$

Die Umschaltung von A nach B geschieht also bei einer Last

$$L_{AB} = \frac{F_1}{f_1} C. \quad (\text{a})$$

In Ventilstellung B ist $p_1 = p_2$, somit $L = p_1 (F_1 - F_2)$

und $K = (f_1 - f_2) p_1 - C$ oder

$$K = \frac{f_1 - f_2}{F_1 - F_2} L - C.$$

Die Umschaltung von B nach A geschieht also bei einer Last

$$L_{BA} = \frac{F_1 - F_2}{f_1 - f_2} C. \quad (b)$$

Damit ist bereits gezeigt, daß man die beiden Lastwerte, bei denen die Umschaltung erfolgt, frei wählen und also

$$L_{AB} < L_{BA} \quad (c)$$

machen kann, um Gewähr für Regelstabilität zu schaffen. Denn (c) läßt sich unter Berücksichtigung von (a) und (b) in der Form

$$\frac{F_1}{f_1} < \frac{F_1 - F_2}{f_1 - f_2} \quad (d)$$

schreiben. Führt man statt der Kolbenflächen deren Verhältnisse

$$m = \frac{F_1}{F_2} \text{ und } n = \frac{f_1}{f_2}$$

ein, so verwandelt sich (d) in die Gleichung

$$\frac{m}{n} < \frac{m - 1}{n - 1}$$

die ohne weiteres auf

$$n < m$$

führt. Dies besagt, daß bei gegebenem Kolbenflächenverhältnis m am Arbeitskolben, das dem jeweils verlangten Verhältnis der Hub- und Senkgeschwindigkeiten im Normalgang und Eilgang entspricht, Stabilität dadurch hergestellt werden kann, daß man den Proportionalitätsfaktor, mit dem der Druck der unteren Arbeitskammer 4 das Ventil 17 umzuschalten sucht, etwas kleiner macht als den Proportionalitätsfaktor, mit dem der Druck der oberen Arbeitskammer 5 der Umschaltung entgegenwirken will. Hierfür ist es gleichgültig, wie groß die Kraft C gemacht wird. Wohl hat dagegen, wie aus (a) und (b)

ohne weiteres erkennbar ist, C eine Bedeutung dafür, bei welchem Lastniveau die Umschaltung stattfindet.

In Arbeitspausen könnte ein Teil des Öls in den Behälter 7 anfließen, so daß sich in den Zylinderkammern und insbesondere der Kammer 5 Leerräume ergeben, die bei Inbetriebnahme der Funktion stören, bis sie wieder gefüllt worden sind. Um dies zu verhindern, ist der Öffnungsdruck des Rückschlagventils 12 so bemessen, daß er oberhalb des Drucks der normalerweise höchstens auf ihm lastenden Flüssigkeitssäule ist. Dann bleibt die ganze Anlage ständig mit Öl gefüllt.

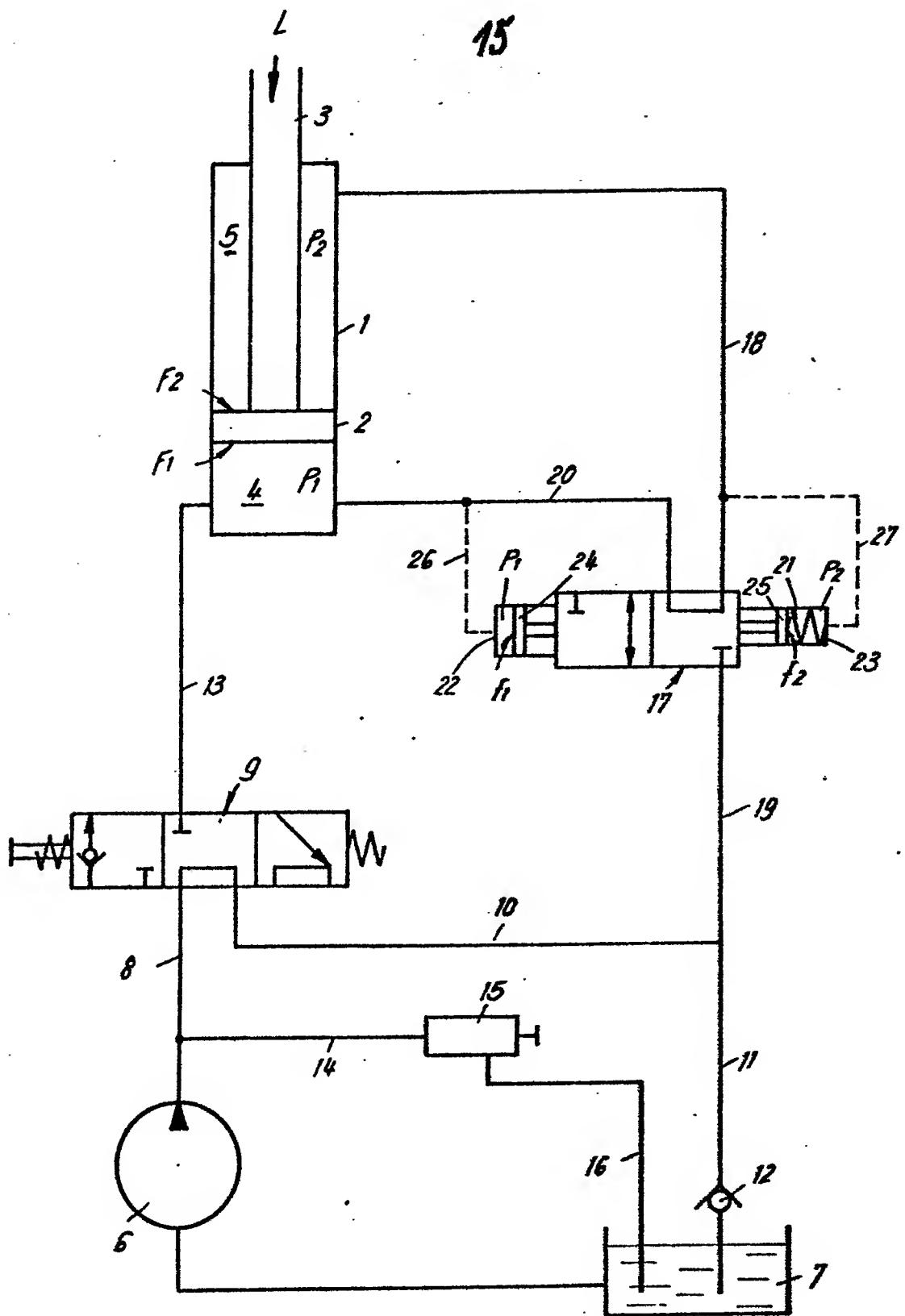
Die Kraft C, die sich zur Kraft des Kolbens 25 addiert, wird im gezeichneten Ausführungsbeispiel durch eine Feder erzeugt. Sie könnte ebensogut magnetisch, elektromagnetisch, pneumatisch oder hydraulisch erzeugt werden, wobei es nur darauf ankommt, daß sie sich während der Umschaltung nicht erheblich ändert. In der obengegebenen Analyse ist diese Kraft einfachheitshalber als konstant angenommen. Wenn sie sich während der Umschaltung etwas ändert, dann wird die Rechnung verwickelter, ohne daß sie jedoch ein grundsätzlich anderes Ergebnis liefert.

Patentanspruch:

Hubsståpler mit hydraulischem Hubwerk in Form eines Zylinderkolbenantriebs mit doppelt beaufschlagtem Kolben, dessen in Hubrichtung wirksame Kolbenfläche größer ist als seine entgegen der Hubrichtung wirkende Fläche, und mit einem Umschaltventil, das in einer ersten Stellung die der kleineren Kolbenfläche zugeordnete Zylinderkammer mit dem Behälter der hydraulischen Anlage und in einer zweiten Stellung beide Zylinderkammern miteinander verbindet, wobei das Umschaltventil in Abhängigkeit von der Größe der Nutzlast umsteuerbar ist und sein Ventilkörper in Richtung seiner Beweglichkeit unter der Einwirkung einer dem auf die größere Kolbenfläche wirkenden Druck proportionalen Kraft und einer dieser entgegengesetzten, im wesentlichen konstanten Kraft, insbesondere einer Feder, steht, dadurch gekennzeichnet, daß der Ventilkörper des Umschaltventils (17) in Richtung seiner Beweglichkeit außerdem unter der Wirkung einer Kraft ($f_2 p_2$) steht, die dem auf die kleinere Kolbenfläche (F_2) wirkenden Druck (p_2) proportional ist und im gleichen Sinne wirkt wie die im wesentlichen konstante Kraft (C).

909816/0066

Neue Unterlagen (Art. 7 § 1 Abs. 2 Nr. 1 Satz 3 des Änderungsges. v. 4. 9. 1957)



909816/0066

Fig. 1. Nullstellung

Neue Unterlagen (Art. 7 § 1 Ersatzteile und Anbauteile) Nr. 3 des Änderungsges. v. 4. 9. 1967

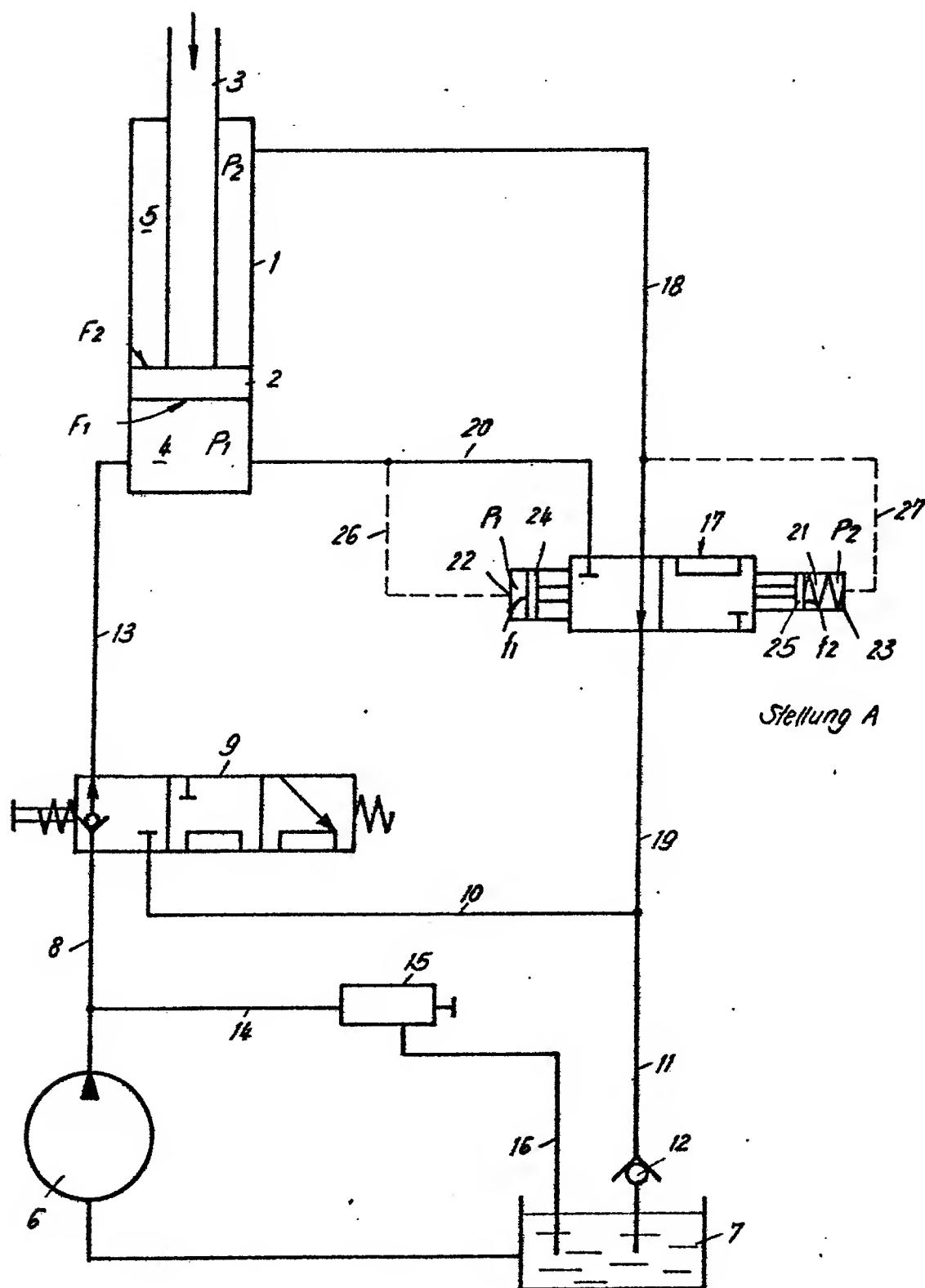
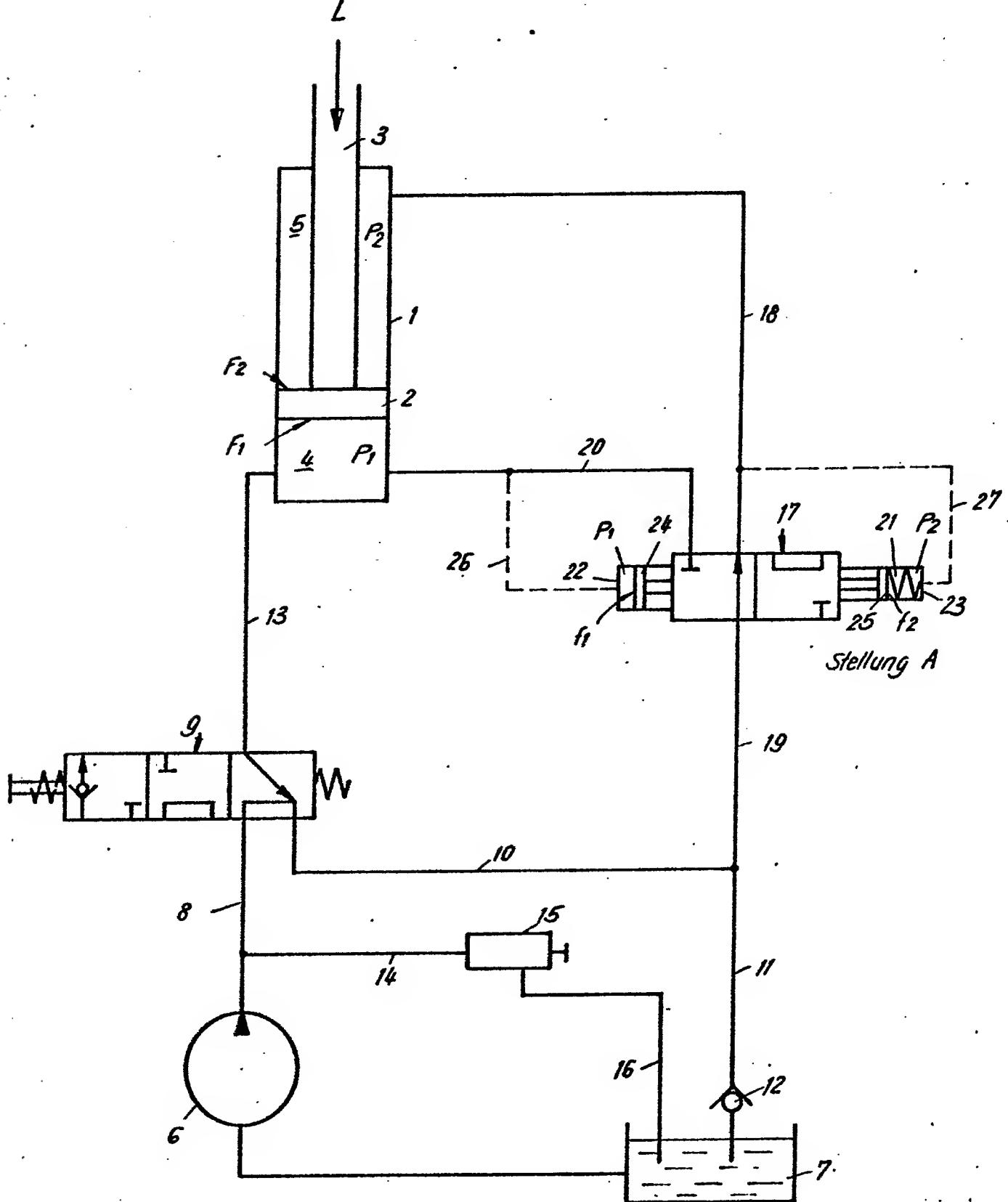


Fig. 2. Heben, Normalgang

809816/0066

Kleine Unterlagen (Art. 7 f.).

der Änderungsgas. v. 4. 9. 15.

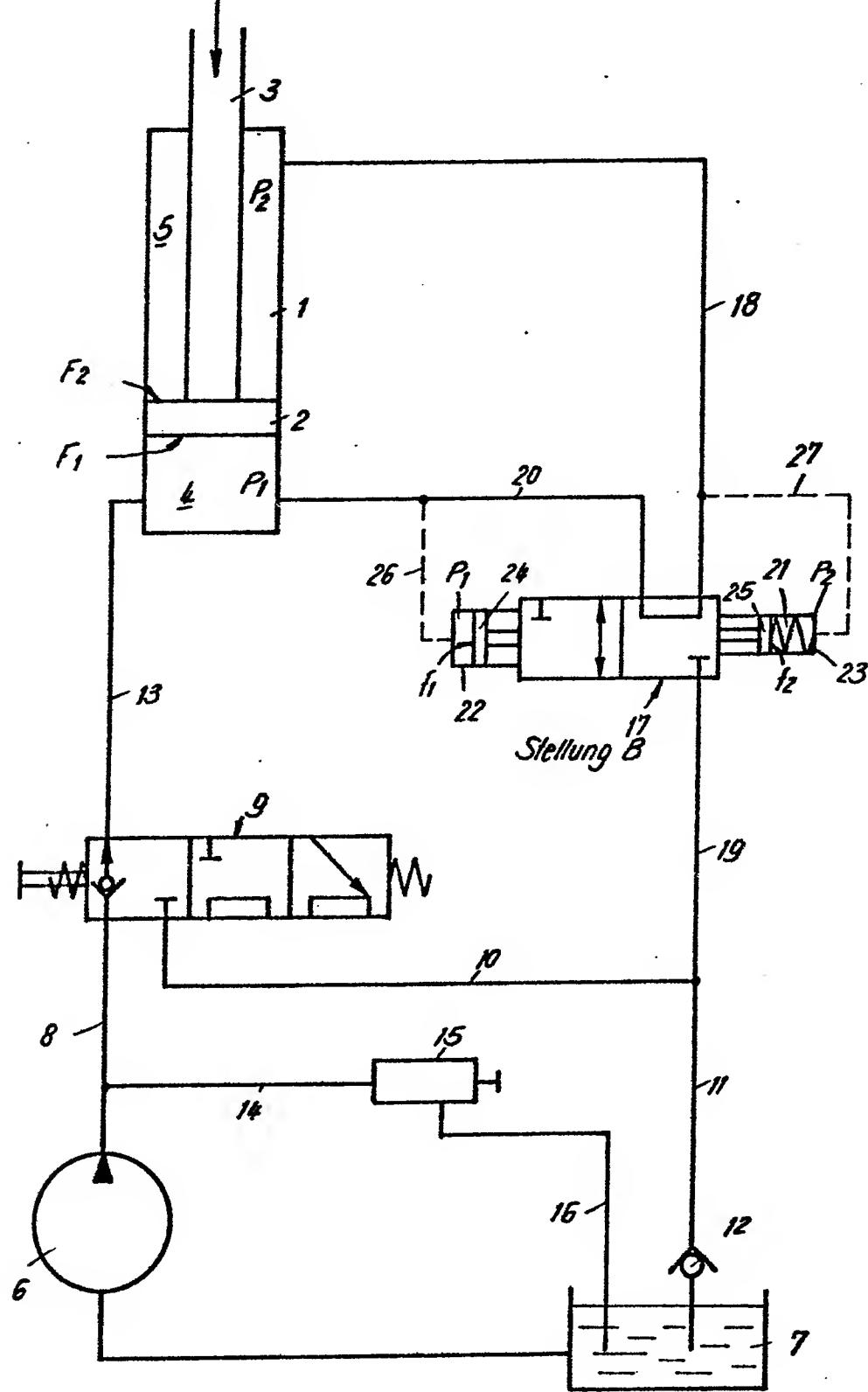


009816/0066

Fig. 3. Senken, Normalgang

11.00 Unterlagen (Art. 7 D)

1. Den Änderungsges. v. 4. 9. 1967

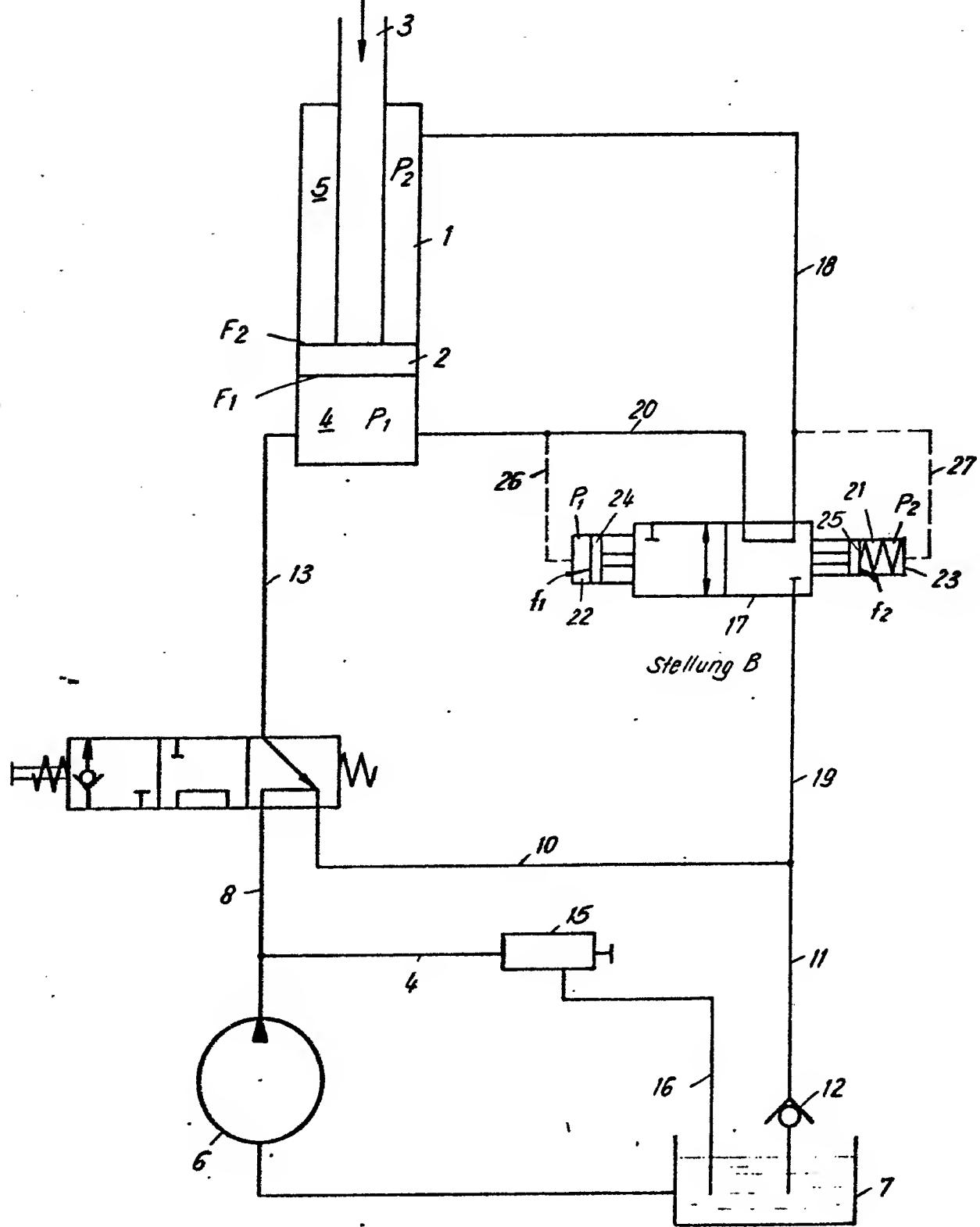


Neue Unterlagen (v. 7.9.)

Änderungsges. v. 4.9.1967

909816 / 0066

Fig. 4. Heben, Eingang



909816/0066

Fig. 5. Senken, Eilgang